

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局(43) 国際公開日  
2001年11月22日 (22.11.2001)

PCT

(10) 国際公開番号  
WO 01/88383 A1

(51) 国際特許分類: F15B 11/16

(21) 国際出願番号: PCT/JP01/04012

(22) 国際出願日: 2001年5月15日 (15.05.2001)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:  
特願2000-143390 2000年5月16日 (16.05.2000) JP

(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 日立建機株式会社 (HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD.) [JP/JP]; 〒112-0004 東京都文京区後楽二丁目5番1号 Tokyo (JP).

(72) 発明者: および

(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 高橋 究 (TAKAHASHI, Kiwamu) [JP/JP]; 〒520-3254 滋賀県甲賀郡甲西町岩根中央3丁目180番地 シャルマンハウス1205号 Shiga (JP). 金井隆史 (KANAI, Takashi) [JP/JP]; 〒

277-0812 千葉県柏市花野井1325番地21 Chiba (JP). 釣賀謙真 (TSURUGA, Yasutaka) [JP/JP]; 〒524-0041 滋賀県守山市勝部4丁目3番11号606 Shiga (JP). 中谷賢一郎 (NAKATANI, Kenichiro) [JP/JP]; 〒520-3221 滋賀県甲賀郡甲西町三雲960-B102 Shiga (JP). 川本純也 (KAWAMOTO, Junya) [JP/JP]; 〒524-0037 滋賀県守山市梅田町15番5 高田ビル201号 Shiga (JP).

(74) 代理人: 弁理士 春日 譲 (KASUGA, Yuzuru); 〒103-0001 東京都中央区日本橋小伝馬町1-3 共同ビル (新小伝馬町)7階 Tokyo (JP).

(81) 指定国 (国内): KR, US.

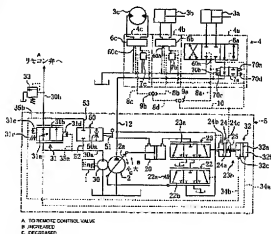
(84) 指定国 (広域): ヨーロッパ特許 (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, TR).

添付公開書類:  
— 国際調査報告書

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

(54) Title: HYDRAULIC DRIVE DEVICE

(54) 発明の名称: 油圧駆動装置

A: TO INCREASE CONTROL VALVE  
B: INCREASED  
C: DECREASED(57) Abstract: A hydraulic drive device, wherein pressure differences between the pressures on the upstream and downstream sides of flow control valves (6a, 6b, 6c) are controlled by pressure compensating valves (7a, 7b, 7c) so as to be a same pressure difference  $\Delta PLS$ , respectively, and the pressure difference  $\Delta PLS$  is maintained at a target pressure difference  $\Delta PLS_{ref}$  by a pump capacity control device (5), a flow detection valve (31) is installed in the discharge paths (30a, 30b) of a fixed capacity type hydraulic pump (30) to change the target pressure difference according to the change of the speed of an engine (1) so as to lead a pressure difference  $\Delta Pp$  between the pressures on the upstream and downstream sides of a variable choke part (31a) to a set control part (32), and a selector valve (50) operated between a full open position and a restricted position is disposed parallel with the flow detection valve (31) and changed over by a control lever (51), whereby the target pressure difference for load sensing control can be changed according to the speed of a prime mover and, even if the width of variation in a requested actuator speed exceeds the range adjustable by the speed of the prime mover, the device can cope with the width of the variation and can realize each requested actuator speed.

[続葉有]

WO 01/00000 A1



---

(57) 要約:

流量制御弁 6 a, 6 b, 6 c の前後差圧は圧力補償弁 7 a, 7 b, 7 c により同じ値である差圧  $\Delta PLS$  になるように制御され、差圧  $\Delta PLS$  はポンプ容量制御装置 5 により目標差圧  $\Delta PLS_{ref}$  に維持される。目標差圧をエンジン 1 の回転数の変化によって変更するため、固定容量型の油圧ポンプ 3 0 の吐出路 3 0 a, 3 0 b に流量検出弁 3 1 を設け、その可変絞り部 3 1 a の前後差圧  $\Delta P_p$  を設定制御部 3 2 に導く。流量検出弁 3 1 と並列に、全開位置と絞り位置との間で操作される切換弁 5 0 を配置し、操作レバー 5 1 で切り換える。これにより原動機回転数に応じてロードセンシング制御の目標差圧を変更できるとともに、要求されるアクチュエータ速度の変化幅が原動機回転数で調整可能な範囲を超えていても、その変化幅に対応でき、それぞれの要求アクチュエータ速度が実現できるようになる。

## 明細書

## 油圧駆動装置

## 技術分野

本発明は、可変容量型の油圧ポンプを備えた油圧駆動装置に係わり、特に、油圧ポンプの吐出圧と複数のアクチュエータの最高負荷圧との差圧を設定値に維持するよう油圧ポンプの容量を制御するロードセンシング制御の油圧駆動装置に関する。

## 背景技術

油圧ポンプの吐出圧と複数のアクチュエータの最高負荷圧との差圧を設定値に維持するよう油圧ポンプの容量を制御するロードセンシング制御技術として、特開平５－９９１２６号公報に記載のポンプ容量制御装置や特開平１０－１９６６０４号公報に記載の油圧駆動装置がある。

特開平５－９９１２６号公報に記載のポンプ容量制御装置は、可変容量型の油圧ポンプの斜板を傾転するサーボピストンと、油圧ポンプの吐出圧 $P_s$ とこの油圧ポンプにより駆動されるアクチュエータの負荷圧 $P_L$ との差圧 $\Delta P_L$ によってポンプ吐出圧をサーボピストンに供給して差圧 $\Delta P_L$ を設定値 $\Delta P_{Lref}$ に維持し、容量制御する傾転制御装置とを備えている。また、可変容量型の油圧ポンプとともにエンジンにより駆動される固定容量型の油圧ポンプと、この固定容量型の油圧ポンプの吐出路に設けられた絞りと、この絞りの前後差圧 $\Delta P_p$ によって傾転制御装置の設定値 $\Delta P_{Lref}$ を変更する手段とを備え、固定容量型の油圧ポンプの吐出路に設けた絞りの前後差圧の変化でエンジン回転数を検出し、傾転制御装置の設定値 $\Delta P_{Lref}$ を変更するようにしている。

特開平１０－１９６６０４号公報に記載の油圧駆動装置は、特開平５－９９１２６号公報に記載の油圧回路に、複数の流量制御弁の前後差圧をポンプ吐出圧と最高負荷圧との差圧と同じ差圧に制御する複数の圧力補償弁を設け、固定容量型の油圧ポンプの吐出路に設けられた絞りを、エンジン回転数が最低回転数側の傾

域にあるときよりも定格回転数側の領域にあるときの方が開口面積が大きくなる可変絞りとしたものであり、これによりエンジン回転数を低く設定した場合に圧力補償弁の目標補償差圧の低下幅を増大し、アクチュエータ速度を減少し、かつ良好な微操作性が得られるようにしている。

#### 発明の開示

以上のように従来技術では、固定容量型の油圧ポンプの吐出路に固定絞り或いは流量検出弁（可変絞り）を設け、その前後差圧に応じてロードセンシング制御の設定値  $\Delta PLSref$  を変更することにより、エンジン回転数に応じて設定値  $\Delta PLSref$  を小さくし、アクチュエータ速度を減少させている。

しかし、上記従来技術では、アクチュエータに要求される速度の変化幅が大きいときは、その要求に対応できないという問題がある。

例えば、油圧ショベルが行う通常作業の一例として掘削積み荷作業がある。これは、土砂掘削後、ブームを上げながら旋回し、掘削した土砂をトラックの荷台に放土する作業である。また、近年、油圧ショベルを用いてクレーン作業を行うことが多くなってきている。これは、フロント作業機の先端に荷を釣り下げ、ゆっくりと旋回する作業である。掘削積み込み作業に要求される旋回速度とクレーン作業に要求される旋回速度は大きく異なる。1 台の油圧ショベルで掘削積み荷作業とクレーン作業を行う場合、その旋回速度の変化幅は、上記従来技術におけるエンジン回転数による調整可能な範囲を超えており、要求アクチュエータ速度の変化幅に対応することができない。

また、仮に、原動機として電動モータを用い、インバータ制御により回転数に十分大きな調整幅を持たせることができ、広い要求アクチュエータ速度幅に対応することができたとしても、その場合には、アクチュエータ速度の調整のための原動機回転数の設定に際して、従来システムの操作感との間に違和感が生じてしまう。

つまり、オペレータが通常掘削作業での微操作を意図して原動機回転数を下げ場合には、アクチュエータ速度が通常掘削作業に適さない速度まで下がってしまうように留意しながら、原動機回転数を調整する必要があるので、オペレ

一々に余分な負担を強いてしまう。

本発明の目的は、原動機回転数に応じてロードセンシング制御の目標差圧を変更できるとともに、要求されるアクチュエータ速度の変化幅が原動機回転数で調整可能な範囲を超えていても、その変化幅に対応でき、それぞれの要求アクチュエータ速度を実現することができる油圧駆動装置を提供することである。

(1) 上記目的を達成するため、本発明は、原動機と、この原動機により駆動される可変容量型の油圧ポンプと、この油圧ポンプから吐出された圧油により駆動される複数のアクチュエータと、前記油圧ポンプから複数のアクチュエータに供給される圧油の流量を制御する複数の流量制御弁と、前記複数の流量制御弁の前後差圧を前記油圧ポンプの吐出圧と前記複数のアクチュエータの最高負荷圧との差圧に応じて制御する複数の圧力補償弁と、前記油圧ポンプの吐出圧と前記複数のアクチュエータの最高負荷圧との差圧を設定値に維持するよう前記油圧ポンプを容量制御するポンプ容量制御手段と、前記可変容量型の油圧ポンプとともに前記原動機により駆動される固定容量型の油圧ポンプとを備え、前記ポンプ容量制御手段は前記固定容量型の油圧ポンプの吐出路に設けられた絞り手段を有し、この絞り手段の前後差圧の変化で前記原動機の回転数の変化を検出し、前記原動機の回転数に応じて前記設定値を変更する油圧駆動装置において、前記絞り手段と並列に接続され、全閉位置と絞り位置の間で操作される切換弁を備えるものとする。

このように絞り手段と並列に切換弁を設けることにより、切換弁が全閉位置にあるときは絞り手段が単独で機能し、原動機の回転数に応じてポンプ容量制御の設定値（ロードセンシング制御の目標差圧）を従来通り調整できるとともに、切換弁を絞り位置に切り換えたときは、固定容量型の油圧ポンプからの吐出油は、絞り手段と切換弁に分流され、絞り手段を流れる流量が減少するので、絞り手段の前後差圧が小さくなり、その結果、原動機回転数が同じでも、切換弁が全閉位置にあるときに比べ設定値は小さくなるので、圧力補償弁により制御される流量制御弁の前後差圧も小さくなり、アクチュエータへの供給流量が減少しアクチュエータ速度が減少する。

このように原動機回転数に応じてロードセンシング制御の目標差圧を変更でき

るとともに、要求されるアクチュエータ速度の変化幅が原動機回転数で調整可能な範囲を超えていても、その変化幅に対応でき、それぞれの要求アクチュエータ速度を実現し、良好な操作性を得ることができる。

(2) 上記(1)において、好ましくは、油圧駆動装置は前記切換弁を前記全閉位置と絞り位置の間で切り換える手動操作手段を更に備える。

これによりオペレータの意志で切換弁を切り換え、アクチュエータ速度を変更できる。

(3) また、上記(1)において、油圧駆動装置はオペレータにより操作される手動操作手段と、この手動操作手段の操作に応じて前記切換弁を前記全閉位置と絞り位置の間で切り換える切換手段とを備えていてもよい。

これによってもオペレータの意志で切換弁を切り換え、アクチュエータ速度を変更できる。

(4) 上記(3)において、好ましくは、前記切換手段が電気・油圧式である。これにより油圧的に切換弁を切り換えることができる。

(5) 上記(3)において、前記切換手段が電気式であってもよい。これにより電氣的に切換弁を切り換えることができる。

(6) また、上記(1)において、前記切換弁は、前記絞り位置で連続的に開口面積を変更できるようになっている。

これにより絞り位置において、アクチュエータ速度をオペレータの好みに応じて自由に調整することができる。

#### 図面の簡単な説明

図1は、本発明の第1の実施の形態による油圧駆動装置の構成を示す油圧回路図である。

図2A、図2B、図2Cは、第1の実施の形態における流量検出弁及び切換弁の作用を説明するための特性図である。

図3は、第1の実施の形態における切換弁が全閉位置にあるときと絞り位置にあるときの固定容量型の油圧ポンプの吐出流量と流量検出弁の前後差圧の計算結果の一例を示す図である。

図 4 は、本発明の第 2 の実施の形態による油圧駆動装置におけるポンプ容量制御装置の要部を示す図である。

図 5 は、本発明の第 3 の実施の形態による油圧駆動装置におけるポンプ容量制御装置の要部を示す図である。

図 6 は、本発明の第 4 の実施の形態による油圧駆動装置におけるポンプ容量制御装置の要部を示す図である。

図 7 は、本発明の第 5 の実施の形態による油圧駆動装置におけるポンプ容量制御装置の要部を示す図である。

発明を実施するための最良の形態

以下、本発明の実施の形態を図面を用いて説明する。

まず、本発明の第 1 の実施の形態を図 1 ～図 5 により説明する。

図 1 において、本発明の第 1 の実施の形態による油圧駆動装置は、原動機、例えばエンジン 1 と、このエンジン 1 により駆動される可変容量型の油圧ポンプ 2 と、この油圧ポンプ 2 から吐出された圧油により駆動される複数のアクチュエータ 3 a, 3 b, 3 c と、油圧ポンプ 2 の吐出管路 1 2 に接続され、油圧ポンプ 2 からアクチュエータ 3 a, 3 b, 3 c に供給される圧油の流量と方向をそれぞれ制御する複数の弁セクション 4 a, 4 b, 4 c からなる弁装置 4 と、油圧ポンプ 2 を容量制御するポンプ容量制御装置 5 とを備えている。

複数の弁セクション 4 a, 4 b, 4 c は、それぞれ、複数の流量制御弁 6 a, 6 b, 6 c と、これら複数の流量制御弁 6 a, 6 b, 6 c の前後差圧を同じに制御する複数の圧力補償弁 7 a, 7 b, 7 c とで構成されている。

複数の圧力補償弁 7 a, 7 b, 7 c は、それぞれ、流量制御弁 6 a, 6 b, 6 c の上流に設置された前置きタイプであり、圧力補償弁 7 a は 2 対の対向する制御圧力室 7 0 a, 7 0 b 及び 7 0 c, 7 0 d を有し、制御圧力室 7 0 a, 7 0 b に流量制御弁 6 a の上流側及び下流側の圧力をそれぞれ導き、制御圧力室 7 0 c, 7 0 d に油圧ポンプ 2 の吐出圧 P s と複数のアクチュエータ 3 a, 3 b, 3 c の最高負荷圧 P L S とをそれぞれ導き、これにより流量制御弁 6 a の前後差圧を開弁方向に作用させるとともに、油圧ポンプ 2 の吐出圧 P s と複数のアクチュエータ

3 a, 3 b, 3 c の最高負荷圧 PLS との差圧  $\Delta$  PLS を開弁方向に作用させ、その差圧  $\Delta$  PLS を圧力補償の目標差圧として流量制御弁 6 a の前後差圧を制御する。圧力補償弁 7 b, 7 c も同様に構成されている。

このように圧力補償弁 7 a, 7 b, 7 c が同じ差圧  $\Delta$  PLS を目標差圧としてそれぞれの流量制御弁 6 a, 6 b, 6 c の前後差圧を制御することにより、流量制御弁 6 a, 6 b, 6 c の前後差圧はともに差圧  $\Delta$  PLS になるように制御され、流量制御弁 6 a, 6 b, 6 c の要求流量は差圧  $\Delta$  PLS とそれぞれの開口面積との積で表されるものとなる。

複数の流量制御弁 6 a, 6 b, 6 c には、それぞれ、アクチュエータ 3 a, 3 b, 3 c の駆動時にそれらの負荷圧を取り出す負荷ポート 6 0 a, 6 0 b, 6 0 c が設けられ、これら負荷ポート 6 0 a, 6 0 b, 6 0 c に取り出された負荷圧のうちの最高の圧力が負荷ライン 8 a, 8 b, 8 c, 8 d 及びシャトル弁 9 a, 9 b を介して信号ライン 1 0 に検出され、この圧力が上記最高負荷圧 PLS として圧力補償弁 7 a, 7 b, 7 c に与えられる。

油圧ポンプ 2 は斜板 2 a の傾転角を大きくすることにより吐出流量を増加させる斜板ポンプであり、ポンプ容量制御装置 5 は、油圧ポンプ 2 の斜板 2 a を傾転駆動するサーボピストン 2 0 と、このサーボピストン 2 0 の駆動を制御する第 1 傾転制御弁 2 2 及び第 2 傾転制御弁 2 3 とを有し、サーボピストン 2 0 は吐出管路 1 2 からの圧力（油圧ポンプ 2 の吐出圧 P s）と傾転制御弁 2 2, 2 3 からの指令圧力とによって動作し、斜板 2 a の傾転角を制御することで油圧ポンプ 2 の容量制御をする。

第 1 傾転制御弁 2 2 は吐出管路 1 2 からの圧力（油圧ポンプ 2 の吐出圧 P s）が高くなると油圧ポンプ 2 の吐出流量を減少させる馬力制御弁であり、油圧ポンプ 2 の吐出圧 P s を元圧として入力し、油圧ポンプ 2 の吐出圧 P s がバネ 2 2 a で設定される所定レベル以下であればスプール 2 2 b を図示右方に移動し、油圧ポンプ 2 の吐出圧 P s をそのまま出力する。このとき、この出力圧が指令圧力としてそのままサーボピストン 2 0 に与えられると、サーボピストン 2 0 は面積差により図示左方に移動し、斜板 2 a の傾転角を増加させ、油圧ポンプ 2 の吐出流量を増加する。その結果、油圧ポンプ 2 の吐出圧 P s が上昇する。油圧ポンプ 2



の吐出圧  $P_s$  がバネ 22 a の所定レベルを越えるとスプール 22 b を図示左方に移動して吐出圧  $P_s$  を減圧し、その低下した圧力を指令圧力として出力する。このため、サーボピストン 20 は図示右方に移動し、斜板 2 a の傾転角を減少させ、油圧ポンプ 2 の吐出流量を減少する。その結果、油圧ポンプ 2 の吐出圧  $P_s$  が低下する。

第 2 傾転制御弁 23 は、油圧ポンプ 2 の吐出圧  $P_s$  とアクチュエータ 3 a, 3 b, 3 c の最高負荷圧  $PLS$  との差圧  $\Delta PLS$  を目標差圧  $\Delta PLS_{ref}$  に維持するように制御するロードセンシング制御弁であり、スプール 23 a と設定制御部 23 b とを有し、設定制御部 23 b は、吐出管路 12 からの圧力（油圧ポンプ 2 の吐出圧  $P_s$ ）とアクチュエータ 3 a, 3 b, 3 c の最高負荷圧  $PLS$  をフィードバック入力し、スプール 23 a を動かす第 1 駆動部 24 と、目標差圧  $\Delta PLS_{ref}$  を設定する第 2 駆動部 32 とを備えている。

第 1 駆動部 24 は、スプール 23 a に作用するピストン 24 a と、ピストン 24 a により分割された 2 つの油圧室 24 b, 24 c とを有し、油圧室 24 b には油圧ポンプ 2 の吐出圧が導かれ、油圧室 24 c には最高負荷圧  $PLS$  が導かれかつピストン 24 a をスプール 23 a に押し付けるバネ 25 が内蔵されている。

第 2 駆動部 32 は第 1 駆動部 24 と一体に設けられており、第 1 駆動部 24 のピストン 24 a に作用するピストン 32 a と、ピストン 32 a により分割された 2 つの油圧室 32 b, 32 c とを有し、油圧室 32 b, 32 c にはそれぞれパイロットライン 34 a, 34 b を介して流量検出弁 31（後述）の上流側の圧力と下流側の圧力が導かれ、ピストン 32 a は流量検出弁 31 の前後差圧  $\Delta P_p$  に応じた力でピストン 24 a を図示左方に付勢する。

以上のように構成された第 2 傾転制御弁 23 は第 1 傾転制御弁 22 の出力圧を元圧として入力し、第 2 駆動部 32 で設定された目標差圧  $\Delta PLS_{ref}$  に比べ差圧  $\Delta PLS$  が低い場合は、第 1 駆動部 24 によりスプール 23 a を図示左方に移動し、第 1 傾転制御弁 22 の出力圧をそのまま出力する。このとき、第 1 傾転制御弁 22 の出力圧が油圧ポンプ 2 の吐出圧  $P_s$  であるとする、この吐出圧  $P_s$  が指令圧力としてサーボピストン 20 に与えられ、サーボピストン 20 は面積差により図示左方に移動し、斜板 2 a の傾転角を増加させ、油圧ポンプ 2 の吐出流量を増

加する。その結果、油圧ポンプ 2 の吐出圧  $P_s$  が上昇し、差圧  $\Delta PLS$  が上昇する。逆に、第 2 駆動部 3 2 で設定された目標差圧  $\Delta PLS_{ref}$  に対し差圧  $\Delta PLS$  が高い場合は、第 1 駆動部 2 4 によりスプール 2 3 a を図示右方に移動して第 1 傾転制御弁 2 2 の出力圧を減圧し、その低下した圧力を指令圧力として出力する。このため、サーボピストン 2 0 は図示右方に移動し、斜板 2 a の傾転角を減少させ、油圧ポンプ 2 の吐出流量を減少する。その結果、油圧ポンプ 2 の吐出圧  $P_s$  が低下し、差圧  $\Delta PLS$  が低下する。結果として、差圧  $\Delta PLS$  は目標差圧  $\Delta PLS_{ref}$  に維持される。

ここで、流量制御弁 6 a, 6 b, 6 c の前後差圧は圧力補償弁 7 a, 7 b, 7 c により同じ値である差圧  $\Delta PLS$  になるように制御されているので、上記のように差圧  $\Delta PLS$  を目標差圧  $\Delta PLS_{ref}$  に維持することにより流量制御弁 6 a, 6 b, 6 c の前後差圧は目標差圧  $\Delta PLS_{ref}$  に維持される。

そして本実施の形態において、ポンプ容量制御装置 5 は、エンジン 1 の回転数に応じて目標差圧  $\Delta PLS_{ref}$  を変更可能とするため、更に、可変容量型の油圧ポンプ 2 とともにエンジン 1 により駆動される固定容量型の油圧ポンプ 3 0 と、この固定容量型の油圧ポンプ 3 0 の吐出路 3 0 a, 3 0 b に設けられ、開口面積が調整可能な可変絞り部 3 1 a を有する上記の流量検出弁 3 1 と、流量検出弁 3 1 と並列に設けられ、全開位置と絞り位置との間で操作される切換弁 5 0 と、この切換弁 5 0 に設けられ、切換弁 5 0 を全開位置と絞り位置との間で操作可能とする操作レバー 5 1 とを有している。

固定容量型の油圧ポンプ 3 0 は、通常パイロット油圧源として設けられるパイロットポンプであり、その吐出路 3 0 b にはパイロット油圧源としての元圧を規定するリリーフ弁 3 3 が接続され、更に吐出路 3 0 b は、例えば流量制御弁 6 a, 6 b, 6 c を切換操作するためのパイロット圧を生成するリモコン弁（図示せず）へと接続されている。

流量検出弁 3 1 は、可変絞り部 3 1 a 自身の前後差圧  $\Delta P_p$  に依存して可変絞り部 3 1 a の開口面積を変化させる構造を有している。すなわち、流量検出弁 3 1 は、弁体 3 1 b と、弁体 3 1 b に対し可変絞り部 3 1 a の開口面積を減少させる方向に作用するバネ 3 1 c と、弁体 3 1 b に対し可変絞り部 3 1 a の開口面積

を増大させる方向に作用する制御圧力室 31d と、弁体 31b に対し可変絞り部 31a の開口面積を減少させる方向に作用する制御圧力室 31e とを有し、制御圧力室 31d にはパイロットライン 35a を介して可変絞り部 31a の上流側の圧力が導かれ、制御圧力室 31e にはパイロットライン 35b を介して可変絞り部 31a の下流側の圧力が導かれている。

可変絞り部 31a の開口面積はバネ 31c の力と制御圧力室 31d、31e の付勢力とのバランスにより決まり、可変絞り部 31a の前後差圧  $\Delta P_p$  が小さくなると弁体 31b は図示右方に移動し、可変絞り部 31a の開口面積を小さくし、前後差圧  $\Delta P_p$  が増大すると弁体 31b 外し左方に移動し、可変絞り部 31a の開口面積を大きくする。

そして、可変絞り部 31a の前後差圧  $\Delta P_p$  はエンジン 1 の回転数によって変化する。すなわち、エンジン 1 の回転数が低下すれば、油圧ポンプ 30 の吐出流量が減少し、可変絞り部 31a の前後差圧  $\Delta P_p$  は低下する。

前述したように、流量検出弁 31 の可変絞り部 31a の上流側及び下流側の圧力はそれぞれパイロットライン 34a、34b を介して第 2 駆動部 32 の油圧室 32b、32c に導かれ、第 2 駆動部 32 のピストン 32a は流量検出弁 31 の可変絞り部 31a の前後差圧  $\Delta P_p$  に応じた力でピストン 24a を図示左方に付勢する。その結果、流量検出弁 31 の可変絞り部 31a の前後差圧  $\Delta P_p$  が小さくなるとピストン 32a はピストン 24a を押す力を小さくして目標差圧  $\Delta P_{LSref}$  を減少し、前後差圧  $\Delta P_p$  が増大するとピストン 32a はピストン 24a を押す力を大きくして目標差圧  $\Delta P_{LSref}$  を増大させ、これにより第 1 傾転制御弁 23 の目標差圧  $\Delta P_{LSref}$  は流量検出弁 31 の可変絞り部 31a の前後差圧  $\Delta P_p$ 、すなわちエンジン 1 の回転数によって変化する。

切換弁 50 は、その切換位置に応じて油圧ポンプ 30 の吐出流量（エンジン回転数に比例）に対する可変絞り部 31a の前後差圧  $\Delta P_p$  の変化特性を普通作業モードとクレーン作業モードに変更するものであり、切換弁 50 の入力ポートはバイパス油路 52 を介して流量検出弁 31 の入力ポート側に接続され、切換弁 50 の出力ポートはバイパス油路 53 を介して流量検出弁 31 の出力ポート側に接続されている。また、切換弁 50 は絞り部 50a を有し、この絞り部 50a は切

切換弁 50 が絞り位置にあるとき固定絞りとして機能する。

以上の油圧駆動装置は例えば油圧ショベルに搭載され、例えばアクチュエータ 3 a はブームを駆動するブームシリンダであり、アクチュエータ 3 b はアームを駆動するアームシリンダであり、アクチュエータ 3 c は下部走行体に対し旋回体を回転させる旋回モータである。

以上のように構成した本実施の形態における動作の概要は次のようである。

切換弁 50 が全閉位置にあるときは、切換弁 50 がない場合、つまり特開平 10-196604 号公報に記載のポンプ容量制御装置と同様の構成となり、固定容量型の油圧ポンプ 30 からの吐出油の全量が流量検出弁 31 を通過する。この場合の油圧ポンプ 30 の吐出流量（エンジン回転数に比例）に対する流量検出弁 31 の前後差圧  $\Delta P_p$ （或いは  $\Delta P_{LSref}$ ）の変化は普通作業モードに適した特性となる。

切換弁 50 に設けられた操作レバー 51 を操作し、切換弁 50 を絞り位置に切り換えると、流量検出弁 31 に並列に絞り回路が追加された回路構成となる。この場合、油圧ポンプ 30 からの吐出油は、流量検出弁 31 と切換弁 50 による並列絞り回路に分流される。その結果、切換弁 50 を絞り位置に切り換えることによって流量検出弁 31 を流れる流量が減少し、流量検出弁 31 の前後差圧  $\Delta P_p$ （或いは  $\Delta P_{LSref}$ ）が小さくなる。この場合の油圧ポンプ 30 の吐出流量（エンジン回転数に比例）に対する流量検出弁 31 の前後差圧  $\Delta P_p$ （或いは  $\Delta P_{LSref}$ ）の変化はクレーン作業モードに適した特性となる。

すなわち、エンジン 1 の回転数が同じでも、第 1 傾転制御弁 23 の目標差圧  $\Delta P_{LSref}$  は小さくなり、圧力補償弁 7 a, 7 b, 7 c の目標補償差圧（ $=\Delta P_{LSref}$ ）も小さくなるので、アクチュエータ 3 a, 3 b, 3 c の速度が減少する。そして、このときの流量検出弁 31 の前後差圧  $\Delta P_p$  の減少具合は、切換弁 50 の絞り部 50 a の開口面積によって任意に設定可能である。

切換弁 50 が全閉位置にあるときと絞り位置にあるときの作用の詳細を図 2 A ~ 図 2 C を用いて説明する。

固定容量型の油圧ポンプ 30 はエンジン 1 の回転数  $N$  に押しのけ容積  $C_m$  を乗じた流量  $Q_p$  を吐出する。

$$Q_p = C_m N \quad \dots (1)$$

流量検出弁 31 の可変絞り部 31 a の開口面積を  $A_{p1}$  とすると、固定容量型の油圧ポンプ 30 の吐出流量  $Q_p$  或いはエンジン 1 の回転数  $N$  と可変絞り部 31 a の前後差圧  $\Delta P_p$  は以下の式で関係づけられる。

$$Q_p = C_m N = c A_{p1} \sqrt{((2/\rho) \Delta P_p)} \quad \dots (2)$$

ここで、流量検出弁 31 は、可変絞り部 31 a の開口面積  $A_{p1}$  を可変絞り部 31 a の前後差圧  $\Delta P_p$  に応じて変化させる構造を有しており、この場合の開口面積  $A_{p1}$  と差圧  $\Delta P_p$  との関係は例えば下記のように設定されている。

$$A_{p1} = a \sqrt{\Delta P_p} \quad \dots (3)$$

式 (2) に式 (3) を代入すると、固定容量型の油圧ポンプ 30 の吐出流量  $Q_p$  と可変絞り部 31 a の前後差圧  $\Delta P_p$  の関係は以下の式 (4) のようになる。

$$\begin{aligned} \Delta P_p &= (1/c a) \sqrt{(\rho/2)} \cdot Q_p \\ &= (C_m/c a) \sqrt{(\rho/2)} \cdot N \end{aligned} \quad \dots (4)$$

また、第 2 駆動部 32 において、バネ 25 の押付力の圧力換算値を  $k$  とすれば、 $\Delta P_{LSref} = \Delta P_p + k$  となるので、 $\Delta P_{LSref} \propto \Delta P_p$  となる。また、バネ 25 の押付力を無視できるとすれば、 $\Delta P_{LSref} = \Delta P_p$  となる。従って、式 (4) は次のように表現できる。

$$\begin{aligned} \Delta P_{LSref} &\propto (\text{又は} =) \Delta P_p \propto Q_p \\ \Delta P_{LSref} &\propto (\text{又は} =) \Delta P_p \propto N \end{aligned} \quad \dots (5)$$

すなわち、差圧  $\Delta P_p$  或いは  $\Delta P_{LSref}$  は油圧ポンプ 30 の吐出流量  $Q_p$  又はエンジン 1 の回転数  $N$  に対して図 2 A に実線で示すように直線的に増加する。

また、流量制御弁 6 a, 6 b, 6 c の 1 つ、例えば流量制御弁 6 a の前後差圧  $\Delta P_{LS}$  が圧力補償弁 7 a により  $\Delta P_{LSref}$  に制御されている場合、流量制御弁 6 a の開口面積を  $A_v$  とすると、流量制御弁 6 a の要求する流量  $Q_v$  は以下の式で与えられる。

$$Q_v = c A_v \sqrt{((2/\rho) \Delta P_{LSref})} \quad \dots (6)$$

すなわち、要求流量  $Q_v$  は目標差圧  $\Delta P_{LSref}$  に対して図 2 B で示すように上に凸の放物線的に増大する。

式 (4) ~ 式 (6) から要求流量  $Q_v$  は以下のようにエンジン 1 の回転数  $N$  と

関係づけることができる。

$$Q_v \propto c A \sqrt{((C_m / c a) (2 / \rho)^{1/2}) \cdot \sqrt{N}} \quad \dots (7)$$

つまり、

$$Q_v \propto N^{1/2} \quad \dots (8)$$

すなわち、図 2 A に実線で示す流量  $Q_p$  と差圧  $\Delta P_p$  との直線比例の関係 (式 (4)) と図 2 B に示す差圧  $\Delta P_{LS}$  と要求流量  $Q_v$  との上に凸の放物線の関係 (式 (6)) が組み合わされ、要求流量  $Q_v$  はエンジン 1 の回転数  $N$  に対して図 2 C に実線で示すように上に凸の放物線的に増大する。

次に、切換弁 50 が絞り位置に切り換えられた場合について説明する。

切換弁 50 が絞り位置に切り換えられたときに流量検出弁 31 と切換弁 50 とに分流される流量をそれぞれ  $Q_1$ 、 $Q_2$  とすると、下記の式が成り立つ。

$$Q_p = Q_1 + Q_2 \quad \dots (9)$$

また、流量検出弁 31 の可変絞り部 31 a の開口面積を上記のように  $A_{p1}$  とし、切換弁 50 の固定絞りの開口面積を  $A_{p2}$  とすると、流量検出弁 31 と切換弁 50 を通過する流量  $Q_1$ 、 $Q_2$  はそれぞれ次の式で表される。

$$\begin{aligned} Q_1 &= c A_{p1} \sqrt{((2 / \rho) \Delta P_p)} \\ &= c a \sqrt{(2 / \rho) \cdot \Delta P_p} \\ Q_2 &= c A_{p2} \sqrt{((2 / \rho) \Delta P_p)} \quad \dots (10) \end{aligned}$$

ここで、 $\alpha = c a \sqrt{(2 / \rho)}$ 、 $\beta = c A_{p2} \sqrt{(2 / \rho)}$  と置くと、

$$\begin{aligned} Q_1 &= \alpha \cdot \Delta P_p \\ Q_2 &= \beta \cdot \sqrt{(\Delta P_p)} \quad \dots (11) \end{aligned}$$

よって、固定容量型の油圧ポンプ 30 の吐出流量  $Q_p$  或いはエンジン 1 の回転数  $N$  と可変絞り部 31 a の前後差圧  $\Delta P_p$  は以下の式で関係づけられる。

$$\begin{aligned} Q_p &= C_m N = Q_1 + Q_2 \\ &= \alpha \cdot \Delta P_p + \beta \cdot \sqrt{(\Delta P_p)} \quad \dots (12) \end{aligned}$$

式 (12) から油圧ポンプ 30 の吐出流量  $Q_p$  に対する差圧  $\Delta P_p$  の関数を求めると、図 2 A に破線で示すように、下に凸の微分可能な連続関数となり、差圧  $\Delta P_p$  或いは  $PLS_{ref}$  は切換弁 50 が全開位置にあるときに比べ小さくなるとともに、油圧ポンプ 30 の吐出流量  $Q_p$  又はエンジン 1 の回転数  $N$  に対して図 2 A に

破線で示すように増加する。

また、式(7)と同様に、式(6)と式(12)から流量制御弁6aの要求流量 $Q_v$ とエンジン1の回転数 $N$ の関係を求めることができ、これは、図2Aに破線で示す $N$ 或いは $Q_p$ と $\Delta PLS_{ref}$ 或いは $\Delta P_p$ との関係と図2Bに示す $\Delta PLS$ ( $=\Delta PLS_{ref}$ )と $Q_v$ との上に凸の放物線の関係を組み合わせた、図2Cに破線で示すような曲線で表されるものとなる。

つまり、要求流量 $Q_v$ はエンジン1の回転数 $N$ に対して図2Cに破線で示すように増大し、切換弁50が全閉位置にあるときとエンジン1の回転数が同じでも、要求流量 $Q_v$ は減少し、アクチュエータ3aの速度が減少する。

次に、本実施の形態の効果を説明する。

前述したように、流量検出弁31を設けることによりエンジン回転数に応じて目標差圧 $\Delta PLS_{ref}$ を小さくし、アクチュエータ速度を減少させることができるが、1台の油圧ショベルで掘削積み荷作業とクレーン作業を行う場合には要求される旋回速度(旋回モータ3cの回転速度)の変化幅が大きく、このようにアクチュエータに要求される速度の変化幅が大きいと、流量検出弁を用いたエンジン回転数による調整だけでは対応できない。今、このことを具体的に説明する。

具体例として、旋回速度として、例えば、掘削積み荷作業では $9\text{min}^{-1}$ が要求され、クレーン作業では $1\text{min}^{-1}$ が要求され(1/9倍)、エンジン1の回転数の調整幅が $1000\sim2500\text{min}^{-1}$ (2.5倍)である場合を考える。

<切換弁50がない場合>

これは、特開平10-196604号公報に記載の従来技術に該当する。切換弁50がない場合は、切換弁50が全閉位置にある場合で説明したように、目標差圧 $\Delta PLS_{ref}$ とエンジン回転数 $N$ の間には、前述した式(5)の関係が成り立つ。

$$\Delta PLS_{ref} \propto \Delta P_p \propto N \quad \dots (5)$$

一方、アクチュエータ要求流量 $Q_v$ とエンジン回転数 $N$ の関係は前述した式(8)のように表される。

$$Q_v \propto N^{1/2} \quad \dots (8)$$

式(8)から試算すると、エンジン回転数が $1000\sim2500\text{min}^{-1}$ で変化すると、旋回速度の変化範囲は $5.7\sim9\text{min}^{-1}$ となり、クレーン作業で要求される

1 min<sup>-1</sup>に対応できない。

# ＜流量検出弁が固定絞りの場合＞

これは特開平5-99126号公報に記載の従来技術に対応する。流量検出弁が固定絞りなので、目標差圧 $\Delta P_{LSref}$ とエンジン回転数Nの間には下記の式のような関係が成り立つ。

$$\begin{aligned}\Delta P_{LSref} &\propto Q_p^2 \\ &\propto N^2\end{aligned}\quad \dots (13)$$

一方、目標LS差圧 $\Delta P_{LSref}$ とアクチュエータの要求流量 $Q_v$ の関係は上述した式(6)のように表されるので、要求流量 $Q_v$ とエンジン回転数Nの関係は以下ようになる。

$$Q_v \propto N \quad \dots (14)$$

式(14)から試算すると、エンジン回転数が1000~2500 min<sup>-1</sup>で変化すると、旋回速度の変化範囲は3.6~9 min<sup>-1</sup>となり、やはり上記要求旋回速度1 min<sup>-1</sup>に対応できない。

# ＜本発明の場合＞

本発明の第1の実施の形態によれば、切換弁50を絞り位置に切り換えることにより最大アクチュエータ速度（最大旋回速度）を9 min<sup>-1</sup>から1 min<sup>-1</sup>（1/9）にできる。以下、このことを検証する。

切換弁50が絞り位置にあるとき、固定容量型の油圧ポンプ30の吐出流量 $Q_p$ 或いはエンジン1の回転数Nと可変絞り部31aの前後差圧 $\Delta P_p$ との関係は式(12)で表される。

$$\begin{aligned}Q_p &= C_m N = Q_1 + Q_2 \\ &= \alpha \cdot \Delta P_p + \beta \cdot \sqrt{\Delta P_p}\end{aligned}\quad \dots (12)$$

ここで、切換弁50が全閉位置にあるときの流量検出弁31の前後差圧を $\Delta P_{P0}$ 、絞り位置にあるときの流量検出弁31の前後差圧を $\Delta P_{P1}$ とすると、それぞれの場合の油圧ポンプ30の吐出流量 $Q_p$ と前後差圧 $\Delta P_{P0}$ 、 $\Delta P_{P1}$ との関係は次のように表される。

$$\begin{aligned}Q_p &= \alpha \cdot \Delta P_{P0} \\ Q_p &= \alpha \cdot \Delta P_{P1} + \beta \cdot \sqrt{\Delta P_{P1}}\end{aligned}$$



切換弁 50 の切換前後で全流量（油圧ポンプ 30 の吐出流量） $Q_p$  は変わらないので、

$$\alpha \cdot \Delta PP0 = \alpha \cdot \Delta PP1 + \beta \cdot \sqrt{\Delta PP1} \quad \cdots (15)$$

最大アクチュエータ速度（最大旋回速度）を  $1/9$  とするためには、切換弁 50 が絞り位置での流量検出弁 31 の前後差圧は全閉位置でのその  $(1/9)^{1/2}$  とする必要がある。すなわち、

$$\Delta PP1 = (1/81) \Delta PP0 \quad \cdots (16)$$

となる。式 (16) を式 (15) に代入すると、下式が得られる。

$$\alpha \cdot \Delta PP0 = (1/81) \alpha \cdot \Delta PP0 + (1/9) \beta \cdot \sqrt{\Delta PP0} \quad \cdots (17)$$

そして、式 (17) を  $\beta$  について解くと、下式が得られる。

$$\beta = (80/9) \alpha \sqrt{\Delta PP0} \quad \cdots (18)$$

つまり、流量検出弁 31 に関する定数  $\alpha$  と切換弁 50 が全閉位置にあるときの流量検出弁 31 の前後差圧  $\Delta PP0$  が決まっていれば、 $\beta$  を計算できる。よって、最大アクチュエータ速度（最大旋回速度）を  $9 \text{ min}^{-1}$  から  $1 \text{ min}^{-1}$  ( $1/9$ ) にできる。

図 3 に計算結果の一例を示す。図中、横軸が油圧ポンプ 30 の吐出流量（エンジン回転数に比例）であり、図示左側の縦軸が切換弁 50 が全閉位置にある（切換弁 50 がない）ときの流量検出弁 31 の前後差圧であり、図示右側の縦軸が切換弁 50 が絞り位置にあるときの流量検出弁 31 の前後差圧である。油圧ポンプ 30 の吐出流量が  $4.5 \text{ L/min}$  付近がエンジン回転数  $1000 \text{ min}^{-1}$  に相当し、吐出流量が  $11.4 \text{ L/min}$  付近がエンジン回転数  $2500 \text{ min}^{-1}$  に相当する。また、図示右側の切換弁 50 が絞り位置にあるときの流量検出弁 31 の前後差圧のスケールは図示左側の切換弁 50 が全閉位置にあるときの流量検出弁 31 の前後差圧の 81 倍に拡大している。

この図 3 から分かるように、切換弁 50 を全閉位置から絞り位置に切り換えることにより、エンジン回転数が  $2500 \text{ min}^{-1}$  のときの流量検出弁 31 の前後差圧は  $15 \text{ kgf/cm}^2$  からその  $1/81$  に低下し、アクチュエータの要求流量、すなわちアクチュエータ速度を  $1/9$  に落とすことができる。

以上のように本実施の形態によれば、流量検出弁 3 1 と並列に切換弁 5 0 を設けることにより、エンジン 1 の回転数に応じてロードセンシング制御の目標差圧  $\Delta PLS_{ref}$  を変更できるとともに、要求されるアクチュエータ速度の変化幅がエンジン 1 の回転数で調整可能な範囲を超えていても、その変化幅に対応でき、それぞれの要求アクチュエータ速度を実現し、良好な操作性を得ることができる。

また、切換弁 5 0 が全閉位置にあるときは、従来通りエンジン回転数を調整すれば今までと同じようにアクチュエータ速度を調整できるので、アクチュエータ速度の調整のためのエンジン回転数の設定に際して、従来システムの操作感との間の違和感をなくすることができる。

また、本実施の形態によれば、固定容量型の油圧ポンプ 3 0 の吐出路に設ける絞り手段として、自身の前後差圧に依存して開口面積を変化させる可変絞り部 3 1 a を備えた流量検出弁 3 1 を配置したので、特開平 1 0 - 1 9 6 6 0 4 号公報に記載の発明と同様、エンジン回転数を低く設定した場合には良好な微操作性が得られ、エンジン回転数を高く設定した場合には応答性の良い力強い操作フィーリングを実現することができる。

本発明の第 2 及び第 3 の実施の形態を図 4 及び図 5 により説明する。これらの実施の形態は切換弁の切換方式を異ならせたものである。図中、図 1 に示すものと同等の部材には同じ符号を付している。

図 4 において、本発明の第 2 の実施の形態におけるポンプ容量制御装置は切換手段を油圧式とした切換弁 5 0 A を有し、切換弁 5 0 A を絞り位置に付勢する側に油圧駆動部 6 0 が設けられ、切換弁 5 0 A を全閉位置に付勢する側にバネ 6 1 が設けられている。また、オペレータにより通常作業モード位置とクレーン作業モード位置との間で操作され、通常作業モードを選択するか、クレーン作業モードを選択するかを指示する手動ダイヤル 6 2 と、手動ダイヤル 6 2 がクレーン作業モード位置にあるときに電気信号を出力する信号発生部 6 3 と、信号発生部 6 3 からの電気信号により作動する電磁切換弁 6 4 とを備え、電磁切換弁 6 4 の一次ポートは固定容量型の油圧ポンプ 3 0 の吐出路 3 0 b に接続され、二次ポートは切換弁 5 0 A の油圧駆動部 6 0 に接続されている。

手動ダイヤル 6 2 が通常作業モード位置にあるときは、電磁切換弁 6 4 は作動

せず、切換弁 50 A はバネ 61 により全閉位置に保持される。手動ダイヤル 62 をクレーン作業モード位置に操作すると、信号発生部 63 は電気信号を発生し、電磁切換弁 64 は油圧ポンプ 30 からの圧油を油圧源として切換弁 50 A の油圧駆動部 60 に油圧信号を出力する。これにより切換弁 50 A は絞り位置に切り換えられる。

図 5 において、本発明の第 3 の実施の形態におけるポンプ容量制御装置は切換手段を電気ソレノイド式とした切換弁 50 B を有し、切換弁 50 B を絞り位置に付勢する側にソレノイド駆動部 65 が設けられ、切換弁 50 b を全閉位置に付勢する側にバネ 61 が設けられている。また、信号発生部 63 からの電気信号が直接ソレノイド駆動部 65 に入力される。

手動ダイヤル 62 が通常作業モード位置にあるときは、ソレノイド駆動部 65 は作動せず、切換弁 50 B はバネ 61 により全閉位置に保持される。手動ダイヤル 62 をクレーン作業モード位置に操作すると、信号発生部 63 は電気信号を発生し、切換弁 50 B はソレノイド駆動部 65 により絞り位置に切り換えられる。

第 2 及び第 3 の実施の形態によっても、第 1 の実施の形態と同様の効果が得られる。

本発明の第 4 の実施の形態を図 6 により説明する。本実施の形態はクレーン作業モードにおいて設定を連続的に調整できるようにしたものである。図中、図 1、図 4、図 5 に示すものと同等の部材には同じ符号を付している。

図 6 において、本実施の形態におけるポンプ容量制御装置は絞り部 50 C a を可変絞りとした切換弁 50 C を有し、切換弁 50 C を絞り位置に付勢する側に比例ソレノイド駆動部 66 が設けられ、切換弁 50 C を全閉位置に付勢する側にバネ 61 が設けられている。また、オペレータにより通常作業モード位置とクレーン作業モード位置との間で操作され、クレーン作業モード位置では更に連続的に位置を調整可能な手動ダイヤル 62 C と、手動ダイヤル 62 C がクレーン作業モード位置にあるときの位置に比例した電気信号を出力する信号発生部 63 C とを備え、信号発生部 63 C からの電気信号が比例ソレノイド駆動部 66 に入力される。

手動ダイヤル 62 C が通常作業モード位置にあるときは、比例ソレノイド駆動

部 6 6 は作動せず、切換弁 5 0 C はバネ 6 1 により全閉位置に保持される。手動ダイヤル 6 2 C をクレーン作業モード位置に操作すると、信号発生部 6 3 C はその位置に応じたレベルの電気信号を発生し、比例ソレノイド駆動部 6 6 はその電気信号に応じて作動し、切換弁 5 0 C はその電気信号に応じた絞り位置に切り換えられ、絞り部 5 0 C a は手動ダイヤル 6 2 C の位置に応じた開口面積に調整される。その結果、クレーン作業モードを選択したとき、クレーン作業モードでのアクチュエータ速度をオペレータの好みに応じて自由に調整することができ、更に操作性を向上できる。

本発明の第 5 の実施の形態を図 7 により説明する。本実施の形態は、今までの実施の形態とは異なる形態で流量検出弁と並列に接続したものである。図中、図 1 に示すものと同等の部材には同じ符号を付している。

図 7 において、本実施の形態におけるポンプ容量制御装置は、流量検出弁 3 1 と並列に接続された切換弁 5 0 を有し、切換弁 5 0 の入力ポートはバイパス油路 5 2 を介して流量検出弁 3 1 の入力ポート側の油路 3 0 a に接続されている。この点は第 1 の実施の形態と同じである。ただし、本実施の形態では、切換弁 5 0 の出力ポートはバイパス油路 5 3 D を介してタンクに接続されている。このようにバイパス油路 5 3 D を接続しても、切換弁 5 0 を絞り位置に切り換えたときは油圧ポンプ 3 0 からの圧油の一部は絞り部 5 0 a 及びバイパス油路 5 3 D を介してタンクに戻され、油圧ポンプ 3 0 からの吐出油は、流量検出弁 3 1 と切換弁 5 0 による並列絞り回路に分流される。その結果、切換弁 5 0 を絞り位置に切り換えることによって流量検出弁 3 1 を流れる流量が減少し、油圧ポンプ 3 0 の吐出流量（エンジン回転数に比例）に対する流量検出弁 3 1 の前後差圧  $\Delta P_p$ （或いは  $\Delta P_{LSref}$ ）の変化はクレーン作業モードに適した特性となる。

従って、本実施の形態によっても、第 1 の実施の形態と同様の効果が得られる。

以上、本発明の実施の形態を説明したが、本発明はこれらに限定されることなく、本発明の精神の範囲内で種々の修正、変更が可能である。

例えば、上記実施の形態では、圧力補償弁は流量制御弁の上流に設置される前置きタイプとしたが、流量制御弁の下流に設置され、全ての流量制御弁の出口圧力を同じ最大負荷圧に制御することで前後差圧を同じ差圧  $\Delta P_{LS}$  に制御する後置

きタイプであってもよい。

また、ポンプ容量制御装置 5 の設定制御部 2 3 b と圧力補償弁 7 a ~ 7 c には油圧ポンプ 2 の吐出圧と最大負荷圧とをそのまま導き、両者の差圧  $\Delta PLS$  をそれぞれの内部で得たが、油圧ポンプ 2 の吐出圧と最大負荷圧の差圧  $\Delta PLS$  を 1 つの油圧信号に変換する差圧検出弁を設け、その油圧信号を設定制御部 2 3 b と圧力補償弁 7 a ~ 7 c に導いてもよい。流量検出弁 3 1 の前後差圧  $\Delta Pp$  についても、同様に、その上流側の圧力と下流側の圧力をそのままポンプ容量制御装置 5 の設定制御部 2 3 b に導くのではなく、その差圧を 1 つの油圧信号に変換する差圧検出弁を設け、その油圧信号を設定制御部 2 3 b に導いてもよい。このように差圧検出弁を用いることにより、油圧信号の数が減り、回路構成を簡素化できる。

更に、流量検出弁 3 1 の前後差圧  $\Delta Pp$  は、その大きさを変えずにポンプ容量制御装置 5 の設定制御部 2 3 b に導いたが、ポンプ容量制御装置 5 側で設定されるロードセンシング制御の目標差圧  $\Delta PLS_{ref}$  の調整を容易にするなどの目的で、流量検出弁 3 1 の前後差圧を減圧或いは増圧して導いてもよい。

更に、上記の実施の形態では、固定容量型の油圧ポンプ 3 0 の吐出路に設ける絞り手段として、自身の前後差圧に依存して開口面積を変化させる可変絞り部 3 1 a を備えた流量検出弁 3 1 を配置したが、特開平 5 - 9 9 1 2 6 号公報のものと同様、固定絞りを配置してもよい。

また、上記の実施の形態では、エンジン回転数の検出及びそれに基づく目標差圧の変更を油圧的に行ったが、エンジン回転数をセンサで検出し、そのセンサ信号から目標差圧を計算するなどして電気的に行ってもよい。

#### 産業上の利用可能性

本発明によれば、絞り手段と並列に切換弁を設けたので、原動機の回転数に応じてロードセンシング制御の目標差圧を変更できるとともに、要求されるアクチュエータ速度の変化幅が原動機の回転数で調整可能な範囲を超えていても、その変化幅に対応でき、それぞれの要求アクチュエータ速度を実現し、良好な操作性を得ることができる。

また、切換弁が全閉位置にあるときは、従来通り原動機回転数を調整すれば今

までと同じようにアクチュエータ速度を調整できるので、アクチュエータ速度の調整のための原動機回転数の設定に際して、従来システムの操作感との間の違和感をなくすることができる。

## 請求の範囲

## 1. 原動機(1)と、

この原動機により駆動される可変容量型の油圧ポンプ(2)と、

この油圧ポンプから吐出された圧油により駆動される複数のアクチュエータ(3a-3c)と、

前記油圧ポンプから複数のアクチュエータに供給される圧油の流量を制御する複数の流量制御弁(6a-6c)と、

前記複数の流量制御弁の前後差圧を前記油圧ポンプの吐出圧と前記複数のアクチュエータの最高負荷圧との差圧に応じて制御する複数の圧力補償弁(7a-7c)と、

前記油圧ポンプの吐出圧と前記複数のアクチュエータの最高負荷圧との差圧を設定値に維持するよう前記油圧ポンプを容量制御するポンプ容量制御手段(5)と、

前記可変容量型の油圧ポンプとともに前記原動機により駆動される固定容量型の油圧ポンプ(30)とを備え、

前記ポンプ容量制御手段は前記固定容量型の油圧ポンプの吐出路に設けられた絞り手段(31a)を有し、この絞り手段の前後差圧の変化で前記原動機の回転数の変化を検出し、前記原動機の回転数に応じて前記設定値を変更する油圧駆動装置において、

前記絞り手段(31a)と並列に接続され、全閉位置と絞り位置の間で操作可能な切換弁(50;50A;50B;50C)を備えることを特徴とする油圧駆動装置。

## 2. 請求項1記載の油圧駆動装置において、

前記切換弁(50;50A;50B;50C)を前記全閉位置と絞り位置の間で切り換える手動操作手段(51;62;62C)を更に備えることを特徴とする油圧駆動装置。

## 3. 請求項1記載の油圧駆動装置において、

オペレータにより操作される手動操作手段(62;62C)と、

この手動操作手段の操作に応じて前記切換弁(50A;50B;50C)を前記全閉位置と絞り位置の間で切り換える切換手段(63,64,60;63,65;63C,66)とを備えることを特徴

とする油圧駆動装置。

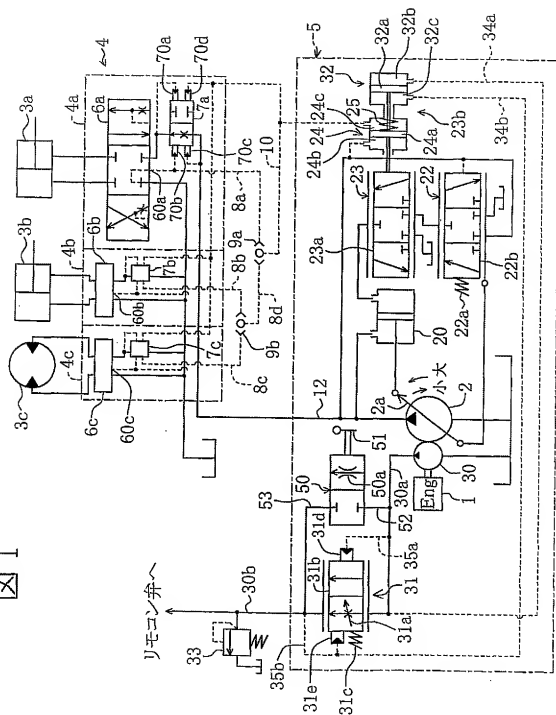
4. 請求項 3 記載の油圧駆動装置において、前記切換手段 (63, 64, 60) が電気・油圧式であることを特徴とする油圧駆動装置。

5. 請求項 3 記載の油圧駆動装置において、前記切換手段 (63, 64; 63C, 66) が電気式であることを特徴とする油圧駆動装置。

6. 請求項 1 記載の油圧駆動装置において、前記切換弁 (50C) は、前記絞り位置で連続的に開口面積を変更できるようになっていることを特徴とする油圧駆動装置。



図 1



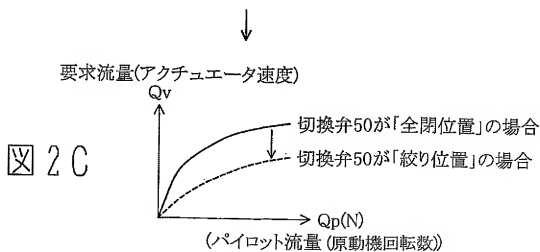
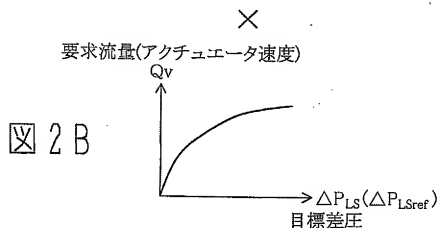
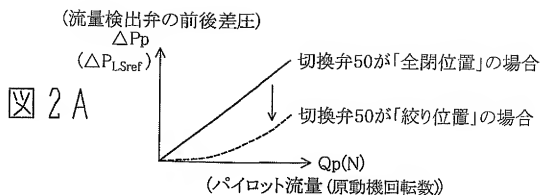


図 3

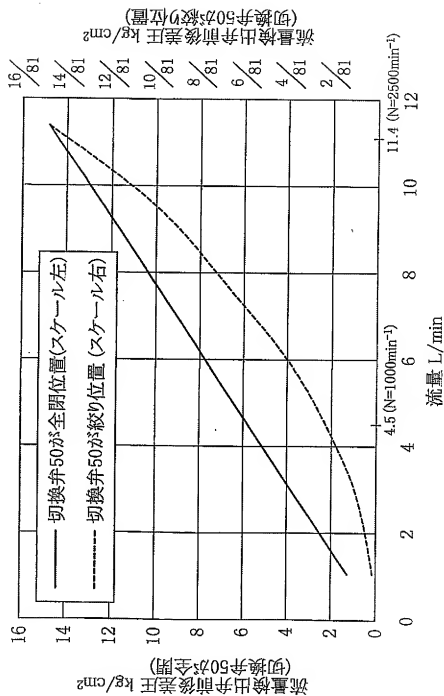


図 4

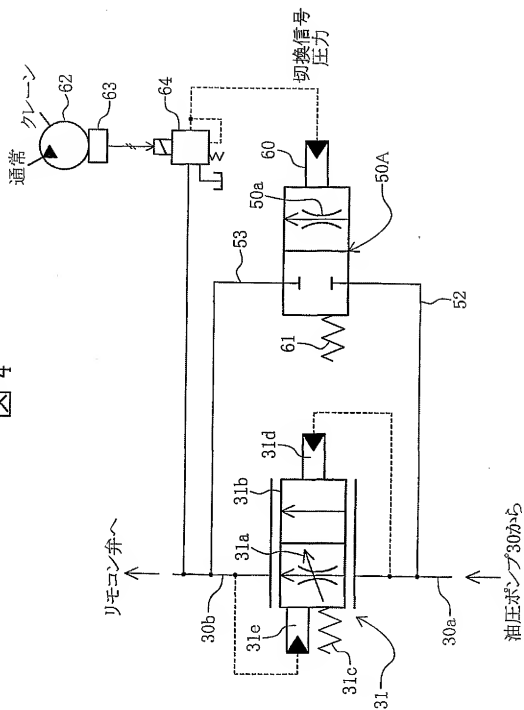


図 5

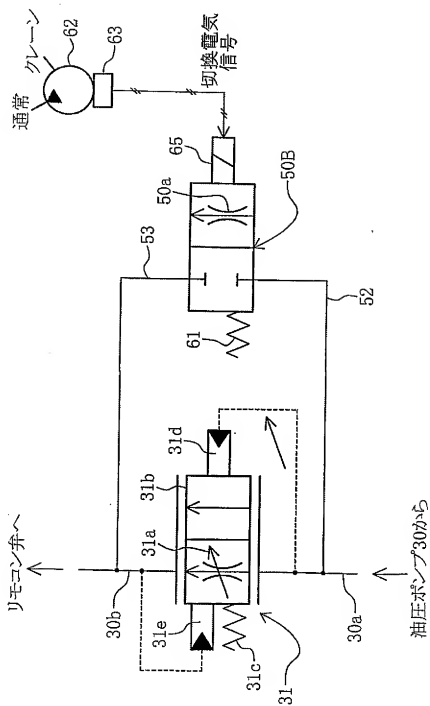


図 6

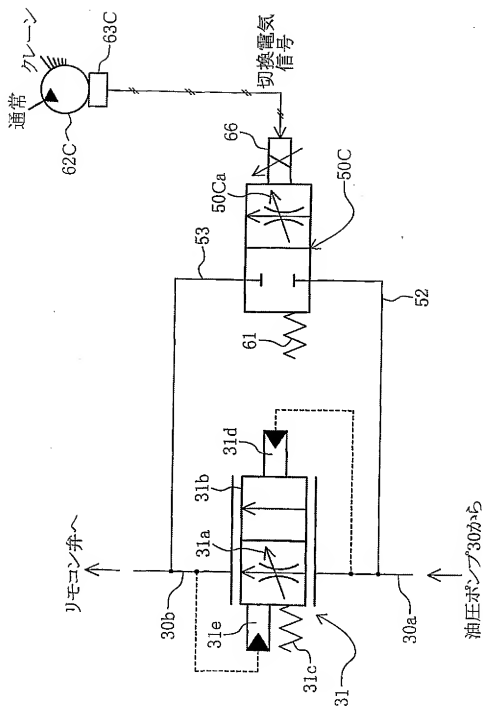
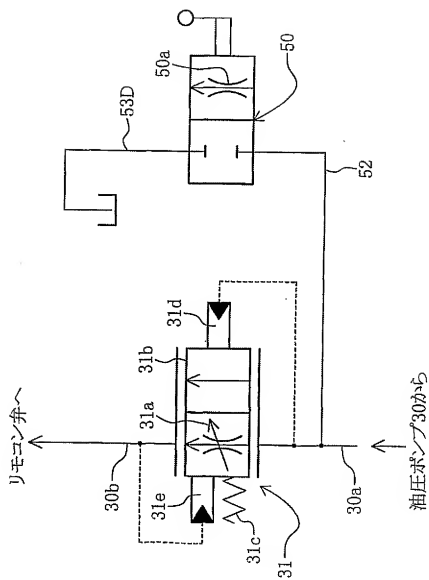


図 7



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP01/04012

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER  
Int.Cl.<sup>7</sup> F15B11/16

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl.<sup>7</sup> F15B11/00-11/22, E02P9/22

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched  
Jitsuyo Shinan Koho 1926-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2001  
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2001 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2001

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	WO 98/22716 A1 (HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD), 28 May, 1998 (28.05.98), & JP 10-196604 A & EP 879968 A1 & US 6105367 A	1-6
A	JP 08-74805 A (Komatsu Mec Corp.), 19 March, 1996 (19.03.96) (Family: none)	1-6
A	JP 05-99126 A (Komatsu Ltd.), 20 April, 1993 (20.04.93) (Family: none)	1-6
A	WO 94/23213 A1 (KABUSHIKI KAISHA KOMATSU SHISAKUSHO), 13 October, 1994 (13.10.94), & JP 06-280806 A & JP 06-280807 A & JP 06-280808 A & JP 06-280809 A & US 5630317 A & GB 2291987 A	1-6
A	WO 92/06305 A1 (KABUSHIKI KAISHA KOMATSU SHISAKUSHO), 16 April, 1992 (16.04.92), & JP 04-136509 A & US 5317871 A & EP 670426 A1	1-6

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

\* Special categories of cited documents:  
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance  
"E" earlier document but published on or after the international filing date  
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)  
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means  
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention  
"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone  
"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art  
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search  
04 July, 2001 (04.07.01)

Date of mailing of the international search report  
24 July, 2001 (24.07.01)

Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP01/04012

## C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 02-164941 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 25 June, 1990 (25.06.90) (Family: none)	1-6
A	JP 02-261902 A (Komatsu Ltd.), 24 October, 1990 (24.10.90) (Family: none)	1-6

## A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl<sup>7</sup> F15B11/16

## B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl<sup>7</sup> F15B11/00-11/22, E02F9/22

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1926-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2001年
日本国実用新案登録公報	1996-2001年
日本国登録実用新案公報	1994-2001年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

## C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	WO 98/22716 A1 (HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD) 28. 5月. 1998 (28. 05. 98) & JP 10-196604 A&EP 879968 A1&US 6105367 A	1-6
A	JP 08-74805 A (小松メック株式会社) 19. 3月. 1996 (19. 03. 96) (ファミリーなし)	1-6
A	JP 05-99126 A (株式会社小松製作所) 20. 4月. 1993 (20. 04. 93) (ファミリーなし)	1-6

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

## \* 引用文献のカテゴリー

- 「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの  
「E」 国際出願日目の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの  
「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)  
「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献  
「P」 国際出願日目で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

## の日の後に公表された文献

- 「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの  
「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの  
「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの  
「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

04. 07. 01

国際調査報告の発送日

24.07.01

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

篠田 治彦

電話番号 03-3581-1101 内線 3366

3W 9026

C (続き) 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	WO 94/23213 A1 (KABUSHIKI KAISHA KOMATSU SEISAKUSHO) 13. 10月. 1994 (13. 10. 94) & JP 06-280806 A&JP 06-280807 A&JP 06-280808 A&JP 06-280809 A&US 5630317 A & GB 2291987 A	1-6
A	WO 92/06305 A1 (KABUSHIKI KAISHA KOMATSU SEISAKUSHO) 16. 4月. 1992 (16. 04. 92) & JP 04-136509 A&US 5317871 A&EP 67 0426 A1	1-6
A	JP 02-164941 A (日立建機株式会社) 25. 6月. 1990 (25. 06. 90) (ファミリーなし)	1-6
A	JP 02-261902 A (株式会社小松製作所) 24. 10月. 1990 (24. 10. 90) (ファミリーなし)	1-6